

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK CEMENTU

WORM CONVEYOR OF CEMENT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**PAVEL RADOŠ**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.**

BRNO 2007

## **Anotace**

Tato práce obsahuje návrh a konstrukční řešení šnekového dopravníku pro dopravu cementu pro dopravované množství 50 t/hod. Úvodní část popisuje návrh a realizaci daného zařízení. Ve výpočtové části je uveden výpočet hlavních rozměrů a pohonu dle příslušných norem a vlastní pevnostní kontrola namáhaných částí dopravníku. Výkresová dokumentace je vypracována v programu ACad a obsahuje sestavu navrhovaného zařízení, podrobnou podsestavu uložení šnekového hřídele a svařovací sestavu šnekovnice.

## **Annotation**

This work contains a proposal for construction and workings of a worm conveyor system that can transport 50 tons cement per an hour. The introduction describes my proposal and workings of this machinery. In the calculation, I have mentioned calculation of the main proportions and drive under the relevant norms and self-fortress control of the stressed parts of screw-conveyor. Drawing documentation is worked into the ACad program and contains the configurations of the proposed details sub-assembly storage, worm shaft and welding body formation.

## **Klíčová slova:**

Šnekový dopravník, cement, návrh, konstrukční řešení.

## **Keywords:**

Worm conveyor, cement, proposal, structural design.

## **Bibliografická citace**

RADOŠ,P. Šnekový dopravník cementu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 30 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího mé bakalářské práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, Csc. Podkladem mi byly odborné konzultace a literatura, kterou jsem uvedl na konci této práce.

V Brně dne ..... 2008

Pavel Radoš

.....

## **Poděkování**

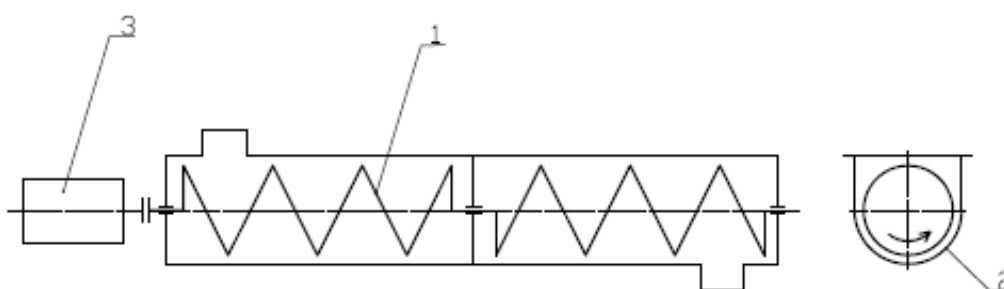
Za obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce bych chtěl tímto poděkovat především vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. a také za odborné konzultace panu Ing. Jiřímu Špičkovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

# Obsah

1. Úvod.....	7
2. Výpočet základních rozměrů.....	9
2.1. Výpočet objemového dopravního výkonu.....	9
2.2. Výkon elektromotoru.....	11
2.3. Axiální síla.....	12
3. Návrh ložisek.....	13
3.1. Hmotnost šneku.....	13
3.1.1. Trubka šnekového hřídele.....	13
3.1.2. Závity.....	14
3.1.3. Čepy spojující jednotlivé hřídele.....	15
3.1.4. Celková hmotnost šneku.....	16
3.2. Působící zatížení.....	16
3.2.1. Celková axiální síla.....	16
3.2.2. Celková radiální síla.....	16
3.3. Volba ložisek.....	17
3.3.1. Přední radiálně – axiální ložisko.....	17
3.3.2. Koncové radiální ložisko.....	18
3.3.3. Střední radiální ložisko.....	19
4. Pohonná jednotka.....	20
4.1. Elektromotor.....	20
4.2. Převodovka.....	21
4.2.1. Kroutící moment na výstupu z převodovky.....	22
4.3. Spojka.....	22
5. Kontrola částí dopravníku.....	23
5.1. Vstupní hřídel šneku.....	23
5.1.1. Výpočet průměru hřídele.....	24
5.1.2. Kontrola pera.....	24
5.2. Šnekový hřídel.....	25
5.2.1. Smyk v čepu.....	26
5.2.2. Tlak v hřídeli.....	27
5.2.3. Tlak v náboji.....	28
5.2.4. Kroucení hřídele.....	28
6. Závěr.....	29
7. Seznam použitých zdrojů.....	30
8. Seznam použitých symbolů.....	32
9. Seznam příloh.....	36
10. Seznam výkresové dokumentace.....	36
11. Přílohy.....	37

## 1. Úvod

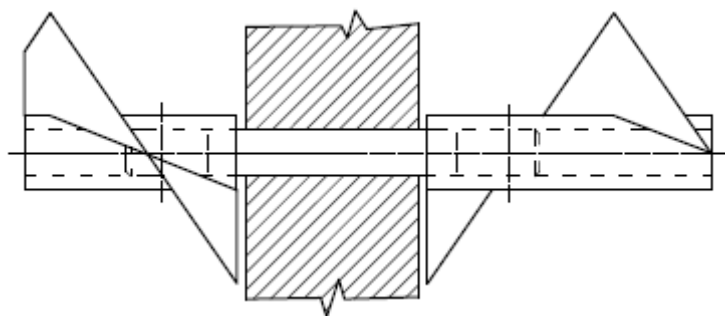
Šnekové dopravníky jsou určeny k dopravě sypkých zrnitých materiálů ve vodorovném nebo šikmém směru se současným promícháváním dopravovaného materiálu. Tyto dopravníky patří k nejstarším druhům, jsou zařazovány k dopravníkům bez tažného elementu a pro jsou svou vlastní konstrukcí tvořeny prakticky pouze třemi hlavními částmi (viz. obr.1) - dopravní žlab(2), šnek(1) a poháněcí jednotky(3). Materiál je posouván šnekem v pevném plechovém žlabu ve směru osy žlabu jako neotočná matice pohybového šroubu. Musí platit, aby tření materiálu o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o povrch šneku.



obr.1: Schéma šnekového dopravníku

### 1.1 Šnek

Je nejdůležitější částí šnekového dopravníku. Šnekovice se vyrábí plné, obvodové nebo lopatkové. Plné šnekovice se uplatňují při dopravě práškovitých a jemně zrnitých nelepivých materiálů, lopatkové umožňují dopravovat lepidla a obvodové se používají pro zrnité soudržné materiály. Směr dopravy materiálu je závislý na směru otáčení šnekovice a na jejím směru stoupání. Plné šnekovice jsou svařeny z dílů, které odpovídají jednomu závitu. Vyrábí se převážně z plechu a jsou přivařeny na hřídel. Jednotlivé díly se vyrábějí lisováním za tepla a přerušovaným svarem přivařují k hřídeli šneku. Vnější průměry šnekovic jsou normalizovány od 160 do 500 mm u plných šnekovic. Hřídel šneku je vyroben z bezešvé ocelové trubky, tyčovina je vzhledem ke své vysoké hmotnosti nevhodná. Šnek je uložen v ložiscích v čele žlabu, jedno z ložisek musí být axiální. U šneků delších než 2,5 až 3 m je třeba užít kluzná ložiska mezi čely. Jednotlivé díly hřídele šneku jsou navzájem spojeny čepy z oceli 11 600, na které se ložiska nasazují. Kluzná ložiska se vyrábějí ze šedé nebo temperované litiny. Na (obr.2) je konstrukční provedení ložiska mezi čely a spojení hřídele šneku pomocí čepu.

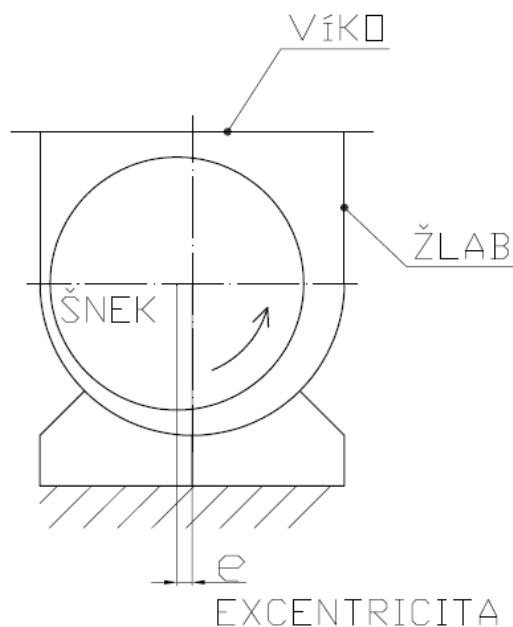


obr.2: Uložení kluzného ložiska

## 1.2 Žlab

Žlab se vyrábí nejčastěji z plechu o tloušťkách 3 až 8 mm. Velikost žlabů je závislá na velikosti šneků a dopravovaném materiálu (podle toho jak je materiál abrazivní a zrnitý). Okraje žlabu bývají vyhnuty ven a tím se zvyšuje tuhost žlabu, ale také zároveň je na něj možné připevnit víko. Mezery mezi šneky a dny žlabů bývají nejčastěji 5 až 10 mm.

Pro omezení drcení zrnitých materiálů, příp. aby se předešlo zadírání mezi dnem žlabu a šnekem, tak se šnek často ukládá excentricky (viz.obr.3).



obr.3: Excentricita, vyosení šneku

Nejčastěji se žlaby spojují z dílů 1,5 až 6 m dlouhých. Při montáži je nutné dodržet požadovanou přesnost kvůli důležité přímocarosti, což je nutností pro následující uložení šneku.



## 2. Výpočet základních rozměrů šnekového dopravníku

Účelem tohoto výpočtu je stanovit vnější průměr šnekovice D, otáčky šneku n, výkon hnacího elektromotoru P a axiální sílu  $F_a$ . Provádí se podle ČSN 26 2802.

### 2.1. Výpočet objemového dopravního výkonu $Q_v$ :

$$Q_v = \frac{Q}{\gamma} = \frac{50\,000}{1\,200} = 41,67 \text{ m}^3/\text{h} \quad (1)$$

Vztah (1) je použit z [1] str.208

□ – volím z [1] str.210, tab.9.2., pro druh materiálu cement: □=1200 kg/m<sup>3</sup>

Pro objemový dopravní výkon platí také vztah:

$$Q_v = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_h \quad ; \quad (2)$$

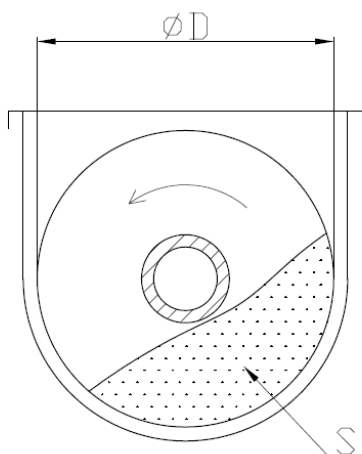
Vztah (2) je použit z [1] str.208 ,kde:

Jmenovitý průměr D šnekovice volím z normalizované řady dle ČSN ISO 1050, zvolený průměr převzat z řady R10 vyvolených čísel. Volím: D=400mm.

Stoupání s odpovídá dle [1] str.208: s=D, popř. pro velké průměry šneků platí: s=0,8.D. Jako přesněji určenou hodnotu vybírám dle normy ČSN ISO 1050 stoupání z řady R20 vyvolených čísel pro větší stoupání a pro jmenovitý průměr šnekovice 400mm: s=355mm. (=0,8875.D).

Součinitel plnění  $\psi$  volím z [1] str.209, tab.9.1., Pro cement, jakožto druh dopravovaného materiálu je:  $\psi=0,30$ . (viz. obr.4)

V téže tabulce z [1] str.209 jsou doporučené otáčky a rychlosti pro daný druh dopravovaného materiálu. (n=1 až 2 ot.s<sup>-1</sup>, v=0,2 až 0,4) Pro splnění požadovaného parametru dopravního výkonu Q=50 000 kg volím otáčky n=1,1 ot.s<sup>-1</sup> (=66 ot.min<sup>-1</sup>).



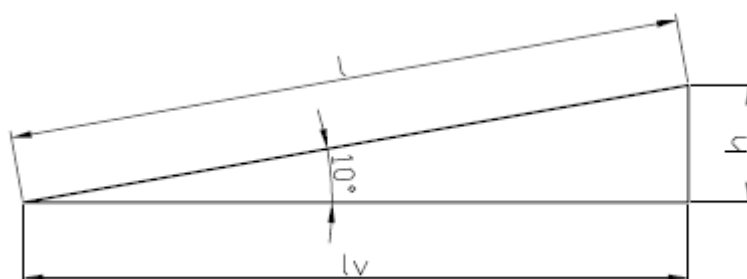
Obr.4: Zaplnění šneku

Střední dopravní rychlost  $v$  se stanoví ze vztahu [1] na str.209. :

$$v = s \cdot n = 0,355 \cdot 1,1 = 0,3905 \text{ m.s}^{-1} \quad (3)$$

Výsledek leží v doporučeném rozmezí.

Úhel sklonu šneku  $\beta$  spočítám podle goniometrické funkce z pravoúhlého trojúhelníka, kde znám dopravní vzdálenost  $l=18\text{m}$  a výšku  $h=3\text{m}$  (viz. obr.5):



obr.5: Sklon šneku

$$\sin \beta = \frac{h}{l} = \frac{3}{18} = 0,167 \quad \implies \quad \beta = 10^\circ \quad (4)$$

Korekční součinitel  $c_h$  volím z [1] str.209., pro úhel sklonu šneku  $\beta=10^\circ$  odpovídá  $c_h = 0,8$ .

Dosazením do vztahu (2) dostaneme skutečný objemový dopravní výkon:

$$Q_v = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 0,355 \cdot 0,3 \cdot 1,1 \cdot 0,8 = 42\,376 \text{ m}^3/\text{h} \quad (2)$$

Skutečný dopravní výkon, který je schopný šnekový dopravník dopravit spočítáme podle vztahu (1), provádím kontrolní výpočet. Musí být splněna požadovaná podmínka, dopravník musí být schopen dopravit požadované množství 50 000 kg/h. :

$$Q = Q_v \cdot \gamma = 42\,376 \cdot 1200 = 50\,851 \text{ kg/h} \quad (5)$$

Podmínka požadavku je splněna. Průměr šnekovice  $D = 400 \text{ mm}$  vyhovuje.

## 2.2. Výpočet výkonu elektromotoru P:

$$P = \frac{Q \cdot g}{3\,600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad (6)$$

Vztah (6) použit z [1] str.209

Dopravník slouží k dopravě cementu v šikmém směru, směrem vzhůru, proto ve vztahu (4) vybírám znaménko výšky  $h$  kladné, čili +

Vztah bude tedy pro zadaný případ po úpravě vypadat:

$$P = \frac{Q \cdot g}{3\,600} \cdot (l_v \cdot w + h) \quad (7)$$

kde:

Gravitační zrychlení  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , pro zemský povrch.

Délka  $l_v$  se spočítá z pravoúhlého trojúhelníka ze zadané dopravní délky  $l = 18$  a dopravní výšky  $h = 3$  (viz obr.5).

$$l_v = \sqrt{l^2 - h^2} = \sqrt{18^2 - 3^2} = 17,5 \text{ m} \quad (8)$$

Příkon dopravníku je určen řadou dílčích odporů, z nichž některé se nedají stanovit výpočtem s dostatečnou přesností. Proto se příkon stanoví pomocí celkového (globálního) součinitele odporu  $w$ .

Z [1] str.210, volím celkový součinitel odporu  $w = 3,0$ ; pro materiál cement.

Dosazením hodnot do vztahu (7) dostaneme výkon šnekového dopravníku.

$$P = \frac{50\,000 \cdot 9,81}{3\,600} \cdot (17,5 \cdot 3 + 3) = 7\,562 \text{ W} = 7,56 \text{ kW} \quad (7)$$

Dle tohoto vypočteného výkonu budu volit příslušný elektromotor pro pohon dopravníku.

### 2.3 Axiální síla $F_a$ :

Účinkem pohybujícího se materiálu na šnek vzniká axiální síla velikosti:

$$F_a = \frac{M_k}{R_s \cdot \tan(\alpha + \varphi)} \quad (8)$$

Vztah (8) použit z [1] str.210.

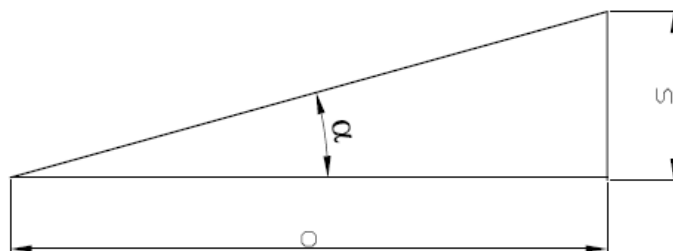
V pozdějším výpočtu této práce ( kapitola 5.) volím elektromotor pro šnekový dopravník o výkonu 9,2 kW, převodová skříň má na výstupu hřídele krouticí moment 1 331 Nm, dle vztahu (13), tedy pro výpočet axiální síly  $F_a$  dosazuji skutečný maximální hnací moment:

$$M_k = 1\,331 \text{ Nm.}$$

Účinný poloměr šnekovice  $R_s$  počítám dle vztahu [1] str.210, kde platí:

$$R_s = (0,35 - 0,4) \cdot D = 0,4 \cdot 400 = 160 \text{ mm} \quad (9)$$

Úhel stoupání  $\alpha$  spočítám rozvinutím jednoho závitu šnekovice, z pravoúhlého trojúhelníka(obr.6), pomocí goniometrické funkce  $\tan \alpha$ , kde známe stoupání  $s$  a obvod  $o$  šnekovice.  $\varphi = 2 \cdot \pi \cdot R$ , ( kde  $R = \frac{D}{2}$  )



obr.6: Úhel stoupání šnekovice

$$\tan \alpha = \frac{s}{o} = \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{355}{2 \cdot \pi \cdot 200} = 0,2826 \implies \alpha = 15^\circ 47' \quad (10)$$

Dle [7] str.18, tab.8, volím součinitel tření  $f_m = 0,9$ , pro kombinaci materiálů: cement-ocel. Potřebný třecí úhel  $\varphi$  mezi materiálem (cementem) a šnekem(ocelí) spočítáme dle vztahu použitého z [7] str.18 jako:

$$\arctg \varphi = f_m = 0,9 \implies \varphi = 41^{\circ}59' \quad (11)$$

Dosazením do vztahu (8) dostáváme:

$$F_a = \frac{1\,331}{0,16 \cdot \lg(15^{\circ}47' + 41^{\circ}59')} = 5\,245 \text{ N} \quad (8)$$

Při návrhu radiálně-axiálního ložiska (v následující kapitole 4. této práce) umístěného na straně hnací jednotky budeme počítat s touto axiální silou  $F_a$ , kterou z důvodu působení tíhové složky je třeba o tuto složku přičíst (příčina úhlu sklonu šneku  $\beta=10^{\circ}$ ).

### 3 Návrh ložisek

Pro návrh ložisek musíme znát jejich zatížení. Toto zatížení je radiální a část i axiální (axiální z důvodu naklonění šnekovice o úhel  $\alpha=10^{\circ}$ , průmět složky tíhové síly do axiálního směru, viz. obr.9) od hmotnosti šneku. Dále zde působí zatížení od účinku pohybujícího se materiálu na šnek, toto zatížení vyvolává již vypočtenou axiální sílu  $F_a$  (kapitola 3.3).

Je tedy třeba nejprve spočítat hmotnost celé šnekovice a z ní potom působící tíhovou sílu  $F_G$ .

#### 3.1 Hmotnost šneku

Celkovou hmotnost šneku se spočítá sečtením celkové hmotnosti trubky šnekového hřídele  $m_T$ , hmotnosti všech závitů šnekovice  $m_Z$  a hmotnosti všech čepů spojujících jednotlivé části hřídele šneku  $m_E$ , dle vztahu (12).

$$m_{\text{celk}} = m_T + m_Z + m_E \quad (12)$$

##### 3.1.1 Hmotnost trubky šnekového hřídele

Dle [2] str.296, je hmotnost 1m zvolené trubky TR PR 89 x 10 – ČSN 424515.1 (kapitola 6.2):  $m_{T1} = 19,5 \text{ kg}$ .

Celková délka trubky  $L_T$  je součtem jednotlivých částí trubek dle vztahu (13), tzn. vstupní a koncové trubky - délka jedné trubky 3020 mm a 4 trubky středové - délka jedné středové trubky je 3000 mm (jednotlivé rozměry trubek jsou dle výkresové dokumentace této práce):

$$L_T = (4 \cdot 3000) + (2 \cdot 3020) = 18\,040\,mm = 18,04\,m \quad (13)$$

Hmotnost celé délky trubky:

$$m_T = m_{T1} \cdot L_T = 19,5 \cdot 18,04 = 351\,kg \quad (14)$$

### 3.1.2 Hmotnost všech závitů

Pro výpočet hmotnosti závitů šnekovice je třeba určit objem jednoho závitů, viz obr.7, ten se spočte dle vztahu (15).

$$V_{z1} = l_z \cdot S_z \quad (15)$$

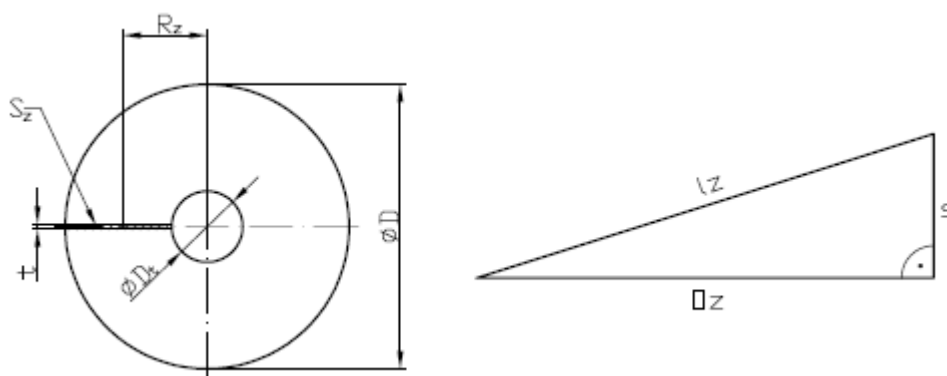
Kde délka  $l_z$  se spočte z pravoúhlého trojúhelníka z obr.7 podle vztahu (16) a průřez závitů  $S_z$  z mezikruží z obr.7 podle vztahu (17).

Délka závitů:

$$\begin{aligned} l_z &= \sqrt{a_z^2 + s^2} = \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot R_z)^2 + s^2} = \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot \frac{D + D_z}{4})^2 + s^2} = \\ &= \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot \frac{400 + 89}{4})^2 + 355^2} = 603,7\,mm \end{aligned} \quad (16)$$

Průřez závitů:

$$S_z = \frac{D - D_z}{2} \cdot t = \frac{400 - 89}{2} \cdot 3 = 466,5\,mm^2 \quad (17)$$



obr.7: Závit šnekovice

Nyní dosazením do vztahu (15) dostaneme celkový objem jednoho závitu šnekovice.

$$V_{z1} = 603,7 \cdot 466,5 = 281\,626\,mm^3 \quad (15)$$

Počet všech závitů na délce celé šnekovice:

$$p_z = \frac{L_T}{s} = \frac{18,04}{0,355} = 50,82 \text{ závitů} \quad (18)$$

Objem všech závitů na délce celé šnekovice:

$$V_z = V_{z1} \cdot p_z = 281\,626 \cdot 50,82 = 2\,385\,372\,mm^3 \quad (19)$$

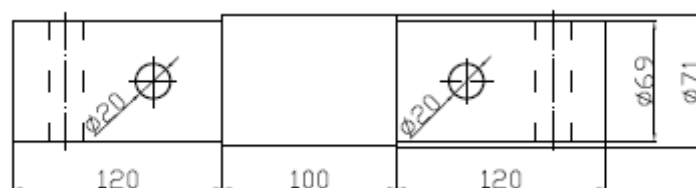
Hustotu oceli vybírám z [12],  $\rho = 7\,850\,kg \cdot m^{-3}$ .

Hmotnost všech závitů na délce celé šnekovice:

$$m_z = \rho \cdot V_z = 7\,850 \cdot 0,014312 = 112\,kg \quad (20)$$

### 3.1.3 Hmotnost čepů spojujících jednotlivé hřídele:

Celkový počet čepů je  $n_\epsilon = 7$ . (musím uvažovat i vstupní a koncový čep)



obr.8

Objem jednoho čepu spočítám z rozměrů čepu z obr.8, dle vztahu (21)

$$V_{\epsilon 1} = 2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 69^3}{4} \cdot 120 \right) + \left( \frac{\pi \cdot 70^3}{4} \cdot 100 \right) = 1\,281\,622\,mm^3 = 0,001281622\,m^3 \quad (21)$$

Objem všech čepů:

$$V_\epsilon = n_\epsilon \cdot V_{\epsilon 1} = 7 \cdot 0,001281622 = 0,008971354\,m^3 \quad (22)$$

Hmotnost všech čepů:

$$m_{\text{č}} = V_{\text{č}} \cdot \rho = 0,008971354 \cdot 7850 = 71 \text{ kg} \quad (23)$$

### 3.1.4 Celková hmotnost šneku:

Dostaneme ji dosazením jednotlivých spočítaných hmotností do vztahu (12).

$$m_{\text{celk}} = 351 + 112 + 71 = 534 \text{ kg} \quad (12)$$

## 3.2 Působící zatížení

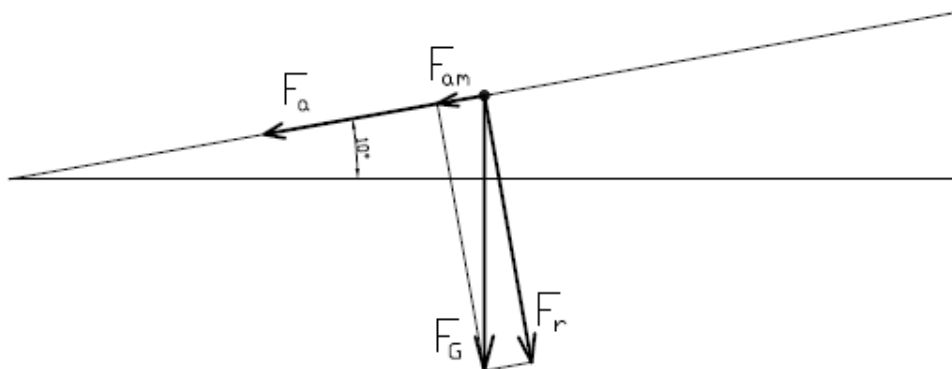
### 3.2.1 Výpočet celkové axiální síly

Jak již bylo řečeno v úvodu této kapitoly, tak nám vznikají dvě složky axiálních sil, které je třeba sečíst, abychom dostali působící celkovou axiální sílu, dle vztahu (24).

$$F_{\text{Acelk}} = F_{\text{a}} + F_{\text{am}} \quad (24)$$

Axiální síla od účinku pohybujícího se materiálu na šnek  $F_{\text{a}}$  je číselně vyjádřena v kapitole 3.3. Neznámou sílu  $F_{\text{am}}$  spočítám z tíhové síly  $F_{\text{G}}$  pomocí goniometrické funkce z obr.8, jako:

$$F_{\text{am}} = F_{\text{G}} \cdot \sin \alpha = m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \sin \alpha = 534 \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ = 907,8 \text{ N} \quad (25)$$



obr.9

Dosazení do vztahu (24):

$$F_{\text{Acelk}} = 5245 + 907,8 = 6152 \text{ N} \quad (24)$$

Toto je celková axiální síla, kterou je nutno zachytit předním radiálně-axiálním ložiskem.

### 3.2.2 Výpočet celkové radiální síly



Tuto sílu  $F_R$  vyjádříme opět jako radiální složku z působící tíhové síly  $F_G$  z obr.9, jako:

$$F_R = F_G \cdot \cos \alpha = m_{\text{celk}} \cdot g \cdot \cos 10^\circ = 5\,148\, \text{N} \quad (26)$$

Tato síla musí být rovnoměrně rozložena mezi navržených 7 ložisek.  $n_L = 7$ .

Radiální síla působící na jedno ložisko:

$$F_{R1} = \frac{F_R}{n_L} = \frac{5\,148}{7} = 735,5\, \text{N} \quad (27)$$

Tuto radiální sílu musí být schopno zachytit každé ložisko tohoto šnekového dopravníku.

### 3.3 Volba ložisek

#### 3.3.1 Přední radiálně axiální ložisko

Toto ložisko musí být schopno přenést celkovou působící axiální sílu  $F_A$  a zároveň radiální sílu na jedno ložisko  $F_{R1}$ .

Vzhledem k veliké hodnotě axiální síly volím pro svou vysokou únosnost z katalogového listu [14] **valivé dvouradé soudečkové ložisko** od firmy ZKL Group, a.s.[13], typ: **22214EW33J**.

##### 3.3.1.1 Výpočet trvanlivosti ložiska:

Celý tento výpočet provádím podle veřejně přístupných interaktivních on-line výpočtů pro konstruktéry [15] od firmy ZKL Group, a.s. pro příslušné ložisko.

*Zadané hodnoty:*

$$F_{\text{celk}} = 6152\, \text{N}$$

$$F_{R1} = 735,5\, \text{N}$$

$$n_2 = 66\, \text{ot.s}^{-1}$$

$$C_r = 189\,000\, \text{N}$$

*Hodnoty koeficientů převzaté z výpočtu [15]:*

$$s = 0,23$$

$$Y_1 = 2$$

$$Y_2 = 4,2$$

$$p = 0,33 \text{ (exponent pro ložiska s čárovým stykem)}$$

Výpočet poměru  $\frac{F_{Acelik}}{F_{R1}}$ , vztah (28). Tento poměr je důležitý pro volbu vzorce k určení ekvivalentního dynamického zatížení P.

$$\frac{F_{Acelik}}{F_{R1}} = \frac{6152}{735,5} = 8,36 \quad (28)$$

Jelikož platí  $\frac{F_{Acelik}}{F_{R1}} > s$ , použijeme k výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení vztah (29):

$$P = 0,67 \cdot F_{R1} + Y_2 \cdot F_{Acelik} = 0,67 \cdot 735,5 + 4,2 \cdot 6152 = 26\,330 \text{ N} \quad (29)$$

Nyní tuto hodnotu dosadíme do vztahu (30), výpočet trvanlivosti:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{189\,000}{26\,330}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 66} = 1,79 \cdot 10^5 \text{ hodin} \quad (30)$$

Spočítaná hodnota trvanlivosti daného dvouřadého radiálně-axiálního soudečkového ložiska je  $L_h = 3,932 \cdot 10^6$  hodin.

Ložisko bude uloženo v domečku v přední části šnekového dopravníku. Mazání je zajištěno pomocí tlakové maznice. Utěsnění ložiskového domečku je pomocí gufer s jedním těsnícím břítem a prachovkou, typ: **G70x90x10GP** a **G80x100x10GP**, gufera volím z katalogového listu [17] od firmy VK LOŽISKA s.r.o. [16]

Přesné uložení a veškeré potřebné rozměry tohoto uložení jsou zakresleny ve výkresové dokumentaci této práce.

### 3.3.2 Koncové radiální ložisko

Toto ložisko musí být schopno přenést působící radiální sílu  $F_{R1}$ . Vzhledem k menší hodnotě působící radiální síly a nulové síly axiální volím z katalogového listu [17] valivé jednořadé kuličkové ložisko, typ: **6214**, od firmy ZKL Group a.s.[13].

#### 3.3.2.1 Výpočet trvanlivosti ložiska:

Opět jako v předchozím případě celý tento výpočet provádím podle veřejně přístupných interaktivních on-line výpočtů pro konstruktéry [15] od firmy ZKL Group, a.s.

*Zadané hodnoty:*

$$n_1 = 66 \text{ ot.s}^{-1}$$

$$F_{R1} = 735,5 \text{ N}$$

$$F_{Acelk} = 0$$

$$C_r = 62\,200 \text{ N}$$

*Hodnota koeficientu převzatá z výpočtu [15]:*

$$p = 3 \text{ (exponent pro ložiska s bodovým stykem-kuličky)}$$

Protože celková axiální síla je v tomto případě nulová, vypočteme radiální dynamické ekvivalentní zatížení podle vztahu (31):

$$P = F_{R1} = 735,5 \text{ N} \quad (31)$$

Tuto hodnotu nyní dosadíme do vztahu (32), vztah pro výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{62\,000}{735,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 66} = 1,527 \cdot 10^8 \text{ hodin} \quad (32)$$

Hodnota trvanlivosti daného radiálního jednořadého kuličkového ložiska je :

$$L_h = 1,527 \cdot 10^8 \text{ hodin.}$$

Uložení ložiska bude v domečku v koncové části šnekového dopravníku. Mazání je podobné jako u předního ložiska, zajištěno tlakovou maznicí. Utěsnění je pomocí gufera **G80x100x10GP**. Gufero volím z katalogového listu [17] od firmy VK LOŽISKA s.r.o. [16].

### 3.3.3 Středové radiální ložisko:

Pro zachycení radiálních sil působících v dílčích délkách na uložení šnekového dopravníku volím z důvodu menších rozměrů ložisek, menší působící radiální síle a menší náchylnosti ke znečištění a údržbě ložiska kluzná. Ložiska volím z materiálu slinutý bronz z katalogového listu [18] od firmy EXVALOS s.r.o.[19], typ: **PSM 708060 A51**. Kontrola ložiska se provádí pouze na otlačení viz.vztah (33).

## 3.3.3.1 Kontrola na otlačení:

Zadané hodnoty:

$$d_x = 70 \text{ mm}$$

$$b_x = 60 \text{ mm}$$

$$p_{Dx} = 20 \text{ MPa (volím dle [2] str.54)}$$

$$F_{R1} = 735,5 \text{ N}$$

$$p_x = \frac{F_x}{S_x} = \frac{F_x}{b_x \cdot d_x} = \frac{735,5}{0,07 \cdot 0,06} = 17500 \text{ Pa} = 0,175 \text{ MPa} \quad (33)$$

Podmínka:  $p_x \leq p_{Dx}$  vyhovuje, tedy ložisko na otlačení **vyhovuje**.

Ložisko bude uloženo v ložiskovém domečku, který je zavěšen na L-profilu. Mazání je zajištěno tlakovou maznicí s použitím plastického maziva: **NLGI 2** od firmy VALVOLINE [20] a těsnění provedeno pomocí již použitých gufer, typ: **G70x90x10GP**, uložených ve víčkách, které jsou utěsněny těsnícím tmelem **AN 302-70** od firmy LAMOX PLUS [21].

Ložiskový domek je opatřen víčky pro potřebné utěsnění a zamezení průniku prachu do ložiskového prostoru, jelikož přepravovaný materiál je cement.

Potřebné rozměry a provedení uložení je zakresleno ve výkresové dokumentaci této práce.

## 4. Pohonná jednotka

### 4.1. Elektromotor

Při volbě motoru musíme počítat s možným přetížením dopravníku, tj. přetížení vzniklé při případném přehlcení materiálem a tím překročení hodnoty požadovaného dopravního výkonu, nebo přetížení vzniklé při zastavení dopravníku při plném naložení materiálem (v našem případě cementem) a následném rozběhu. V takovémto případě rozběhu plně naloženého dopravníku vzniká tzv. záběrný moment, který je nutno překonat. Dle [1] str.210 je to o cca 20% vypočteného výkonu  $P$  v kapitole 3.2.

Tedy pro skutečný výkon bude platit :

$$P_g = P + 0,2 \cdot P = 7562 + 0,2 \cdot 7562 = 9074 \text{ W} \quad (34)$$

Od firmy NORD DRIVESYSTEMS [8] volím z katalogového listu [9] trojfázový asynchronní elektromotor SK63 , přírubové provedení :

#### Parametry motoru:

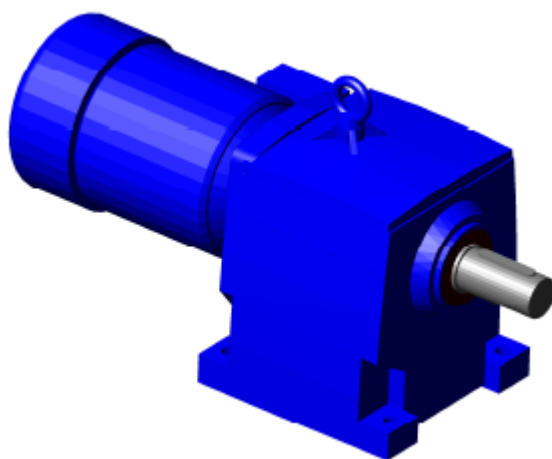
Jmenovitý výkon:  $P_f = 9,2 \text{ kW}$

otáčky:  $n_1 = 1450 \text{ ot/min}$

Celková rezerva proti přetížení při použití tohoto motoru je 21,7% .

#### 4.2. Převodovka

Vhodný typ převodovky vybírám z katalogového listu [9] , volím převodovku dle požadovaných parametrů typ 132M/40. Firma NORD DRIVESYSTEMS [8] dodává převodovou skříň přímo jako komplet ve spojení s výše zvoleným motorem jako pohonnou jednotku: motor SK63 + převodovka 132M/40 (viz.obr.10)



obr.10: Pohonná jednotka, motor SK63 + převodovka 132M/40

#### Parametry převodovky:

jmenovitý výkon  $P_f = 9,2 \text{ kW}$

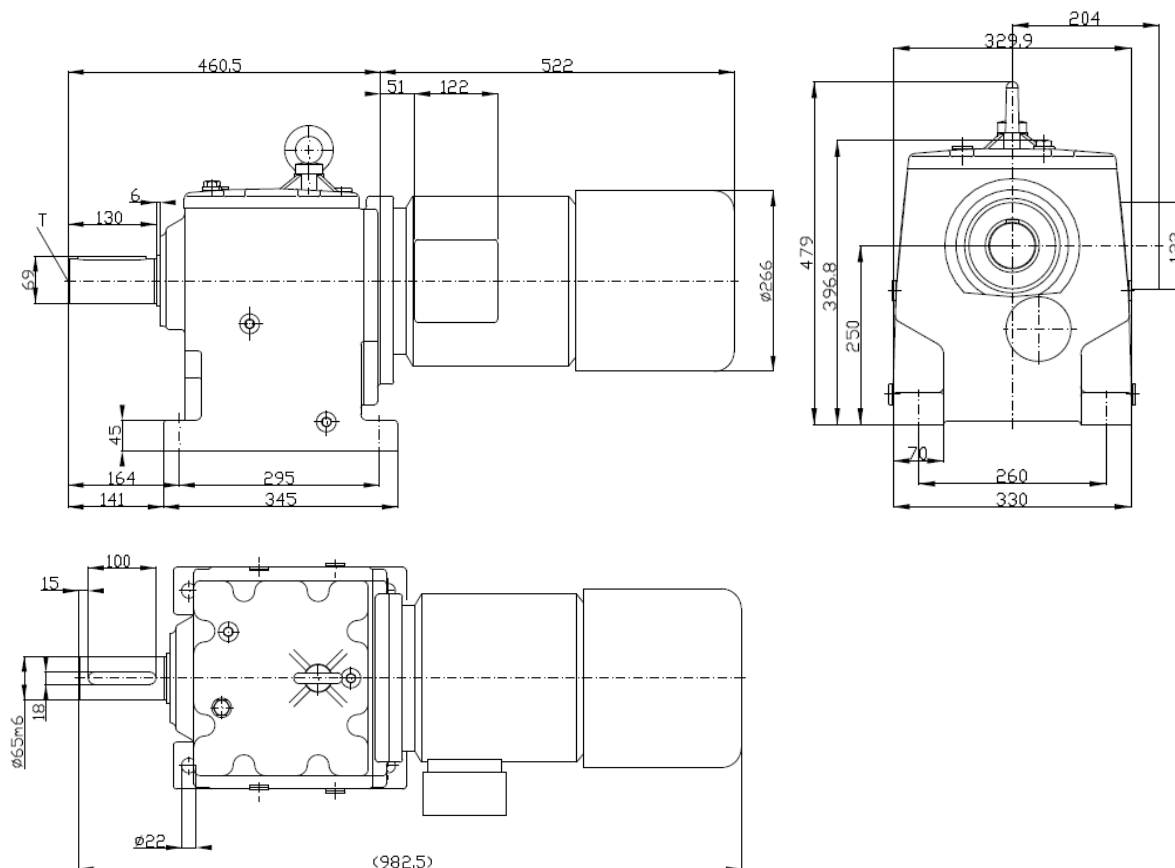
výstupní krouticí moment  $M_k = 1\,331 \text{ Nm}$

vstupní otáčky od motoru:  $n_1 = 1450 \text{ ot/min}$

výstupní otáčky:  $n_2 = 66 \text{ ot/min}$

váha motor+převodovka:  $m = 191 \text{ kg}$

množství oleje v převodovce:  $V = 13 \text{ l}$

**Přesné rozměry pohonné jednotky:**

obr.11: Rozměry pohonné jednotky

**4.2.1. Výpočet působícího kroutícího momentu na výstupu z převodovky  $M_k$ :**

$$M_k = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{9\,200}{2 \cdot \pi \cdot 1,1} = 1\,331 \text{ Nm} \quad (35)$$

Vztah (35) použit z [3] str.21. , výstupní otáčky  $n_2 = 66 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 1,1 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$

**4.3. Spojka**

Pro přenos působícího kroutícího momentu  $M_k$  od výstupní hřídele převodové skříně s hřídelí šneku volím od firmy STROMAG BRNO [10] z katalogového listu [11] pružnou spojkou Periflex, typ 50R.

Pružná spojka Periflex je určena především pro spojení dvou hřídelů u pohonů z elektrickým či jiným motorem. Výhodou spojky je velký úhel zkrutu a axiální výchylky, možnost radiální

montáže/demontáže pružného dílu bez nutnosti axiálního posuvu mezi hnací a poháněnou hřídelí. Schopnost zachycení výchylky vzniklé malou nesouosostí hřídelí. Krouticí moment je oprostěn od prudké reakce při rozběhu.

#### 4.3.1 Parametry spojky:

- $M_{kmax} = 1\,800\,Nm$  maximální krouticí moment:
- $n_{max} = 3\,000\,ot.min^{-1}$  maximální otáčky:
- $d_1 = d_2 = 65\,mm$  průměr hřídelí:



obr.12: Spojka periflex

Přesné rozměry spojky jsou uvedeny v příloze této práce /1/

## 5. Kontrola částí dopravníku

### 5.1. Vstupní hřídel šneku

Hřídel je namáhán kombinovaně krutem a ohybem. Krut je způsoben od kroutícího momentu  $M_k$  vystupujícího z převodové skříně a zároveň ohybovým momentem  $M_{o1}$  od tíhy šneku.

### 5.1.1. Výpočet průměru hřídele $d_{h1}$ :

Volím materiál hřídele 11 600,

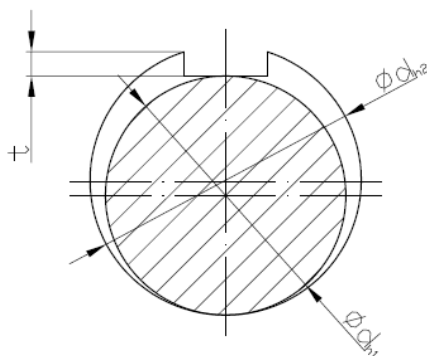
Dle [2] str.53, pro míjivý krut, materiál 11 600 je  $\tau_{Dk1} = (65 \text{ až } 105) \text{ MPa}$ ,  
volím  $\tau_{Dk1} = 65 \text{ MPa}$ .

$$d_{h1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\tau_{Dk1} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1331}{65 \cdot \pi}} = 0,047 \text{ m} = 47 \text{ mm} \quad (36)$$

Vztah (36) použit z [4] str.24.

Výpočet skutečného průměru hřídele  $d_{h2}$ :

Přenos kroutícího momentu bude zajištěn pomocí pera. Pro vypočtený průměr  $d_{h1}$  vybírám z [2] str.463, pero s hloubkou drážky  $t=6,2 \text{ mm}$ . (viz.obr.13)



obr.13: Drážka pro pero

Skutečný průměr hřídele získáme přičtením hloubky pera k minimálnímu průměru hřídele, viz. vztah (37)

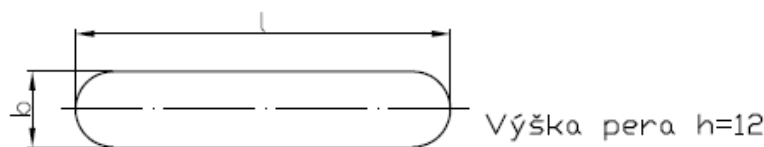
$$d_{h2} = d_{h1} + t = 47 + 6,2 = 53,2 \text{ mm} \quad (37)$$

Volím průměr hřídele  $d_{h2} = 65 \text{ mm}$ . PERO 20e7 x 12 x 80, dle [2] str.463.

### 5.1. Kontrola pera

Provádím kontrolu na otláčení. Otláčení v peru i hřídeli bude stejné, jelikož jejich materiál je stejný, ocel 11 600. Počítám maximální tlak působící na dané pero, viz.vztah (38)





obr.14: Pero

Zvolené pero má hodnoty :

$l_p=65$  mm,  $b=20$  mm,  $h_p=12$  mm, hloubka drážky pro  $t=7,4$  mm, dle [2] str.463

$$p_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \quad (38)$$

Síla  $F_1$  působí na průměru  $d_{k2}$  a spočítá se z krouticího momentu  $M_k$  dle vztahu (39).

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d_{k2}}{2}} = \frac{1331}{\frac{0,065}{2}} = 41\,593\,N \quad (39)$$

Dosazením do vztahu (16) získáme působící tlak  $p_1$ .

$$p_1 = \frac{41\,593}{0,0074 \cdot 0,065} = 56,2\,MPa \quad (38)$$

Pro míjivý tlak, ocel 11 600 je dle [2] str.52, dovolený tlak  $p_{D1} = (110 \text{ až } 165)\,MPa$ .

$p_1 \leq p_{D1}$  ..... Pero na otlačení **VYHOVUJE**.

## 5.2 Výpočet šnekového hřídele:

Hřídel šnekovnice volím ocelovou trubku bezešvou, tvářenou zatepla, materiál 11 353 (zaručená svařitelnost), dle [2] str.296

Označení: **TR PR89 x 10 – ČSN 425715.01 – 11 353**

Celý šnekový hřídel je dlouhý 18 040 mm a tvoří ho dohromady 6 jednotlivě spojených výše uvedených bezešvých trubek. Tyto trubky jsou spojeny pomocí hřídelových čepů, které jsou uloženy v kluzných ložiskách zachycující radiální sílu od hmotnosti šnekovnice. Veškeré rozměry týkající se šnekového hřídele a jeho uložení jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci této práce.

Pro přenos krouticího momentu mezi jednotlivými trubkami a hřídelovými čepy a jejich vzájemné pojištění volím spojovací čepy otočené vzájemně o 90°, viz.obr.15

Spojovací čepy vybírám z normy ČSN EN 22341 dle [3] str.92 : čep s hlavou, tvar B, průměr  $d_k = 20 \text{ mm}$ , délka  $l = 100 \text{ mm}$ .

Označení: **ČEP 20 x 100 x 5 B ISO 2441 St**

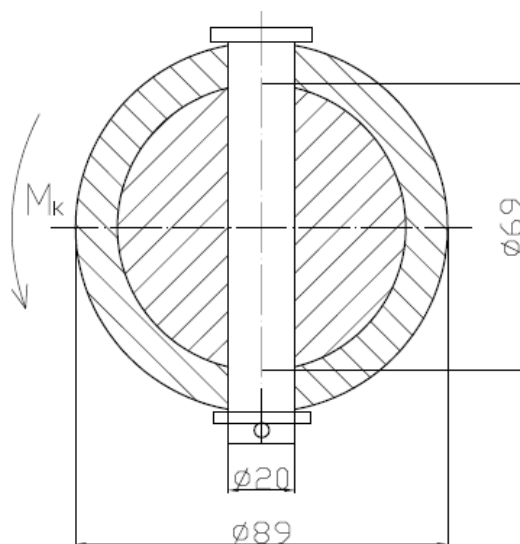
(materiál: St = automatová ocel)

Zajištění spojovacích čepů je provedeno závlačkami ČSN EN ISO 1234, dle [2] str.441.

Označení: **ZÁVLAČKA 5 x 40 ISO 1234 St**

Podložky pod závlačky volím ČSN 021703, dle [2] str.435

Označení: **PODLOZKA 21 ČSN 02 1703.11**



obr.15: Pojištění spojovacími čepy

### 5.2.1 Smyk čepu:

$$\tau_{sc} = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d_k^2 \cdot d_c \cdot l_k} = \frac{4 \cdot 1331}{\pi \cdot 0,02^2 \cdot 0,069 \cdot 2} = 30\,716\,329 \text{ Pa} = 30,7 \text{ MPa} \quad (40)$$

Vztah (40) je použit z [3] str.51.

Počet čepů  $l_k = 2$ , čepy jsou proti sobě otočeny o 90° z důvodu lepšího zachycení možných vznikajících vůlí, či házení.

Z [3] str.53, vybírám dovolené napětí ve smyku  $\tau_{Ds}$  pro míjivé zatížení, automatovou ocel:

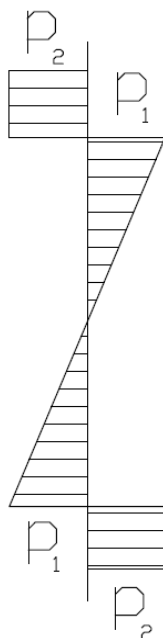
$$\tau_{Ds} = 35 \text{ MPa}$$

$\tau_{Ds} > \tau_{sL}$  ..... Čep na střih **VYHOVUJE**.

### 5.2.2 Tlak v hřídeli:

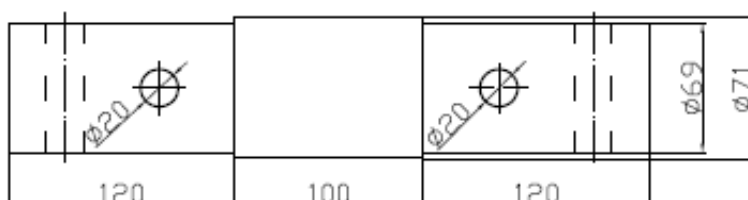
$$p_k = \frac{6 \cdot M_k}{d_z^2 \cdot d_z \cdot l_z} = \frac{6 \cdot 1331}{0,069^2 \cdot 0,02 \cdot 2} = 41\,934\,467 \text{ Pa} = 41,9 \text{ MPa} \quad (41)$$

Vztah (41) je použit z [3] str.51.



Obr.16: Působení tlaku mezi hřídelovým čepem a šnekovým hřídelem

Hřídelový čep volím z materiálu 11 600. Orientační rozměry jsou na obr.17



obr.17 Hřídelový čep

Dovolené napětí v tlaku  $p_{Dh}$  pro míjivé zatížení, materiál 11 600 vybírám z [2] str.52.

$$p_{Dh} = (110 - 165) \text{ MPa}$$

$$p_{Dh} \gg p_h \dots\dots\dots \text{Hřídel na tlak VYHOVUJE.}$$

### 5.2.3 Tlak v náboji (trubce):

$$p_n = \frac{4 \cdot M_k}{d_s \cdot (D_c^2 - d_c^2) \cdot l_s} = \frac{4 \cdot 1331}{0,02 \cdot (0,089^2 - 0,069^2) \cdot 2} = 43\,063\,981 \text{ Pa} == 43,1 \text{ MPa} \quad (42)$$

Vztah (42) je použit z [3] str.51.

Dovolené napětí v tlaku  $p_{Dn}$  pro míjivé zatížení, materiál 11 353 vybírám z [2] str.52.

$$p_n = (95 - 115) \text{ MPa}$$

$$p_{Dn} \gg p_n \dots\dots\dots \text{Náboj na tlak VYHOVUJE.}$$

### 5.2.4 Kroucení hřídele:

$$\tau_{kh} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot (D_c^4 - d_c^4)}{16 \cdot D_c}} = \frac{16 \cdot D_c \cdot M_k}{\pi \cdot (D_c^4 - d_c^4)} = \frac{16 \cdot 0,089 \cdot 1331}{\pi \cdot (0,089^4 - 0,069^4)} = 15\,062\,032 \text{ Pa} = 15,1 \text{ MPa} \quad (43)$$

Vztah (43) je použit z [3] str.51.

Dovolené napětí v krutu  $\tau_{Dkh}$  pro míjivé zatížení, materiál 11 600 vybírám z [2] str.52.

$$\tau_{Dkh} = (65 - 105) \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dkh} \gg \tau_{kh} \dots\dots\dots \text{Spojovací hřídel na krut VYHOVUJE.}$$

## 6. Závěr

Úkolem mé bakalářské práce bylo navrhnout šikmý šnekový dopravník pro dopravu cementu na dopravní vzdálenost 18m a dopravní výškou 3m, při dopravním výkonu 50t/hod. Provedl jsem výpočet hlavních rozměrů dopravníku spolu s výkonem pro požadovanou přepravu materiálu, konstrukční řešení spojení částí dopravníku a kontrolu a uložení jednotlivých ložisek. Trvanlivost zvolených ložisek je dostatečná. Dle potřebného výkonu jsem zvolil pohonnou jednotku, její umístění a spojení pomocí spojky s hnaným šnekem. Na závěr jsem provedl pevnostní výpočet nejvíce namáhaných částí šnekového dopravníku. Všechny navržené části by měly vyhovovat trvalému provozu. Přesné konstrukční řešení je nakresleno ve výkresové dokumentaci této práce pomocí programu ACad.

Při návrhu a výpočtech jsem vycházel dle platných předpisů a norem a z osvědčených koncepcí používaných v praxi.

## 7. Seznam použitých zdrojů

- [1] Gajdušek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, 1 vydání, Vysoké učení technické v Brně 1988.
- [2] Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, Scientia, s. r. o. – pedagogické nakladatelství, Praha, 1999, ISBN 80-7183-164-6
- [3] Kříž, R.: Stavba a provoz strojů I, část 4, Scientia, spol. s. r. o. – pedagogické nakladatelství, Praha, 1997, ISBN 80-7183-108-5
- [4] Kříž, R.: Stavba a provoz strojů I, část 3, Scientia, spol. s. r. o. – pedagogické nakladatelství, Praha, 1997, ISBN 80-7183-039-9
- [5] Kříž, R.: Stavba a provoz strojů I, část 2, Scientia, spol. s. r. o. – pedagogické nakladatelství, Praha, 1996, ISBN 80-7183-038-0
- [6] Kříž, R.: Stavba a provoz strojů I, část 1, Scientia, s. r. o. – pedagogické nakladatelství, Praha, 1995, ISBN 80-7183-023-2
- [7] Součinitel tření pro kombinaci cement – ocel: firma ŘETĚZY VAMBERK, spol. s. r. o., [http://www.retezy-vam.com/pdf/volba\\_dopravniho.pdf](http://www.retezy-vam.com/pdf/volba_dopravniho.pdf)
- [8] Firma NORD DRIVESYSTEMS, [www.nord.com](http://www.nord.com)
- [9] Katalog motorů a převodovek, firma NORD DRIVESYSTEMS, [http://nord.com/cms/cz/product\\_catalogue/elcat.jsp?var1=public&ProdH=3A&lang=cs&country=CZ](http://nord.com/cms/cz/product_catalogue/elcat.jsp?var1=public&ProdH=3A&lang=cs&country=CZ)
- [10] Firma STROMAG BRNO, s. r. o., [www.stromag.cz](http://www.stromag.cz)
- [11] Katalog spojek, firma STROMAG BRNO, s. r. o., <http://www.stromag.cz/cs/c/spojky/stromag-periflex.htm>
- [12] On – line Strojnické tabulky, [www.strojnicky-tabulky.cz/](http://www.strojnicky-tabulky.cz/)
- [13] Firma ZKL GROUP, a. s., [www.zkl.cz](http://www.zkl.cz)
- [14] Katalog valivých ložisek, firma ZKL GROUP, a. s., [www.zkl.cz/czech/katalog\\_list.aspx?id=09](http://www.zkl.cz/czech/katalog_list.aspx?id=09)
- [15] Interaktivní výpočty valivých ložisek, firma ZKL GROUP, a. s., [www.zkl.cz/czech/vypoety.aspx](http://www.zkl.cz/czech/vypoety.aspx)

[16] Firma VK LOŽISKA, s. r. o.,  
[www.vkloziska.cz](http://www.vkloziska.cz)

[17] Katalog těsnění, gufera, těsnící kroužky, firma VK LOŽISKA, s. r. o.,  
[www.dimensor.cz/](http://www.dimensor.cz/)

[18] Firma EXVALOS, s. r. o.,  
<http://www.exvalos.cz>

[19] Katalog kluzných ložisek, firma EXVALOS, s. r. o.,  
[http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF\\_kluzna\\_loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF_kluzna_loziska.pdf)

[20] Obchod s plastickými mazivy, firma VALVOLINE,  
<http://www.olejpol.cz/castrol/castrol-kategorie-zbozi/plasticka-maziva-8/castrol-podkategorie-zb>

[21] Prodej těsnění a těsnících tmelů, firma LOMOX PLUS, s. r. o.,  
[www.loziska.as/shop/scripts/hledej.php?rz=1&retezec=tmel](http://www.loziska.as/shop/scripts/hledej.php?rz=1&retezec=tmel)

## 8. Seznam použité symboliky

Veličina	Jednotky	Popis
$b$	m	šířka pera vstupního hřídele
$b_x$	m	šířka kluzného ložiska
$c_h$	-	korekční součinitel, tj. součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu dopravníku při dopravě vzhůru.
$C_r$	N	dynamická únosnost ložiska
$d_t$	m	průměr spojovacího čepu
$d_{h1}$	m	výpočtový minimální průměr vstupního hřídele šneku
$d_{h2}$	m	skutečný průměr vstupního hřídele šneku
$d_1$	m	průměr výstupního hřídele z převodovky
$d_2$	m	průměr vstupní hnané hřídele šnekového dopravníku
$d_z$	m	vnitřní průměr trubky šnekového hřídele
$d_x$	m	průměr kluzného ložiska
$D$	m	jmenovitý průměr šnekovice
$D_t$	m	vnější průměr trubky šnekového hřídele
$f_m$	-	součinitel tření
$F_a$	N	axiální síla od účinku pohybujícího se materiálu na šnek
$F_{Acetk}$	N	celková působící axiální síla
$F_{am}$	N	axiální síla od hmotnosti šneku
$F_1$	N	síla působící na pero
$F_G$	N	tíhová síla
$F_R$	N	celková radiální síla
$F_{R1}$	N	radiální síla působící na jedno ložisko



$g$	$m \cdot s^{-2}$	gravitační zrychlení
$h$	m	dopravní výška (mezi přírubami)
$h_p$	m	hloubka pera vstupního hřídele
$l_k$	-	počet spojovacích čepů pro jedno místo spoje
$l$	m	dopravní délka
$l_p$	m	délka pera vstupního hřídele
$l_v$	m	vodorovná dopravní vzdálenost
$l_z$	m	délka jednoho závitu šnekovice
$L_h$	hod	trvanlivost ložiska
$L_T$	m	celková délka trubky šnekového hřídele
$m$	kg	váha pohonné jednotky ( motor + převodovka)
$m_T$	kg	hmotnost trubky šnekového hřídele
$m_{T1}$	kg	hmotnost jednoho metru trubky šnekového hřídele
$m_{celk}$	kg	celková hmotnost šneku
$m_\xi$	kg	hmotnost všech hřídelových čepů
$m_z$	kg	hmotnost všech závitů šnekovice
$M_k$	Nm	krouťící moment, hnací moment na hřídeli šneku
$M_{kmax}$	Nm	maximální krouťící moment spojky
$n$	$ot \cdot s^{-1}$	otáčky šneku
$n_1$	$ot \cdot s^{-1}$	otáčky motoru
$n_2$	$ot \cdot s^{-1}$	výstupní otáčky hřídele převodovky
$n_{max}$	$ot \cdot s^{-1}$	maximální otáčky spojky

$n_z$	$\text{ot.} \cdot \text{s}^{-1}$	počet hřídelových čepů
$n_L$	$\text{ot.} \cdot \text{s}^{-1}$	celkový počet ložisek šnekového dopravníku
$o$	m	obvod šnekovice
$o_z$	m	obvod jednoho závitu šnekovice
$p$	-	exponent pro výpočet trvanlivosti ložiska
$p_1$	Pa	tlak působící na pero v místě otlačení
$p_{D1}$	Pa	dovolený tlak na pero
$p_{Dn}$	Pa	dovolený tlak pro materiál náboje (trubky šnekového hřídele)
$p_{Dh}$	Pa	dovolený tlak pro materiál spojovacího hřídele
$p_h$	Pa	tlak působící ve spojovacím hřídeli
$p_n$	Pa	tlak působící v náboji (trubce šnekového hřídele)
$p_z$	-	počet závitů šnekovice
$P$	W	výpočtový výkon šnekového dopravníku
$P_f$	W	skutečný výkon šnekového dopravníku
$P_j$	W	jmenovitý výkon pohonné jednotky
$Q$	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	dopravní výkon
$Q_v$	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	objemový dopravní výkon
$R$	m	poloměr šnekovice
$R_s$	m	účinný poloměr šnekovice
$R_z$	m	poloměr středu mezikružít závitu šnekovice
$s$	m	stoupání šnekovice
$S_x$	$\text{m}^2$	plocha otlačení kluzného ložiska
$S_z$	$\text{m}^2$	průřez závitu šnekovice

t	m	hloubka drážky pera vstupního hřídele
v	$m.s^{-1}$	střední dopravní rychlost
V	l	množství oleje v převodovce
$V_{\Sigma}$	$m^3$	objem všech hřídelových čepů
$V_{z1}$	$m^3$	objem jednoho hřídelového čepu
$V_z$	$m^3$	objem všech závitů šnekovice
$V_{z1}$	$m^3$	objem jednoho závitu šnekovice
w	-	celkový (globální) součinitel odporu
$W_k$	$N.m^{-2}$	modul mezikruhového průřezu
$\alpha$	$^{\circ}$	úhel stoupání šnekovice
$\beta$	$^{\circ}$	úhel sklonu šneku
$\square$	$kg/m^3$	sypná objemová hmotnost dopravovaného materiálu
$\rho$	$kg.m^{-3}$	hustota oceli
$\tau_{Dkh}$	Pa	dovolené napětí šnekového hřídele v krutu
$\tau_{Ds}$	Pa	dovolené napětí ve smyku
$\tau_{kh}$	Pa	napětí šnekového hřídele v krutu
$\tau_{sč}$	Pa	smykové napětí čepu
$\varphi$	$^{\circ}$	třecí úhel mezi materiálem a šnekem
$\psi$	-	součinitel plnění, respektující stupeň zaplnění průřezu žlabu

## **9. Seznam příloh**

/1/ Pružná spojka periflex od firmy STROMAG BRNO, s. r. o.

## **10. Seznam výkresové dokumentace**

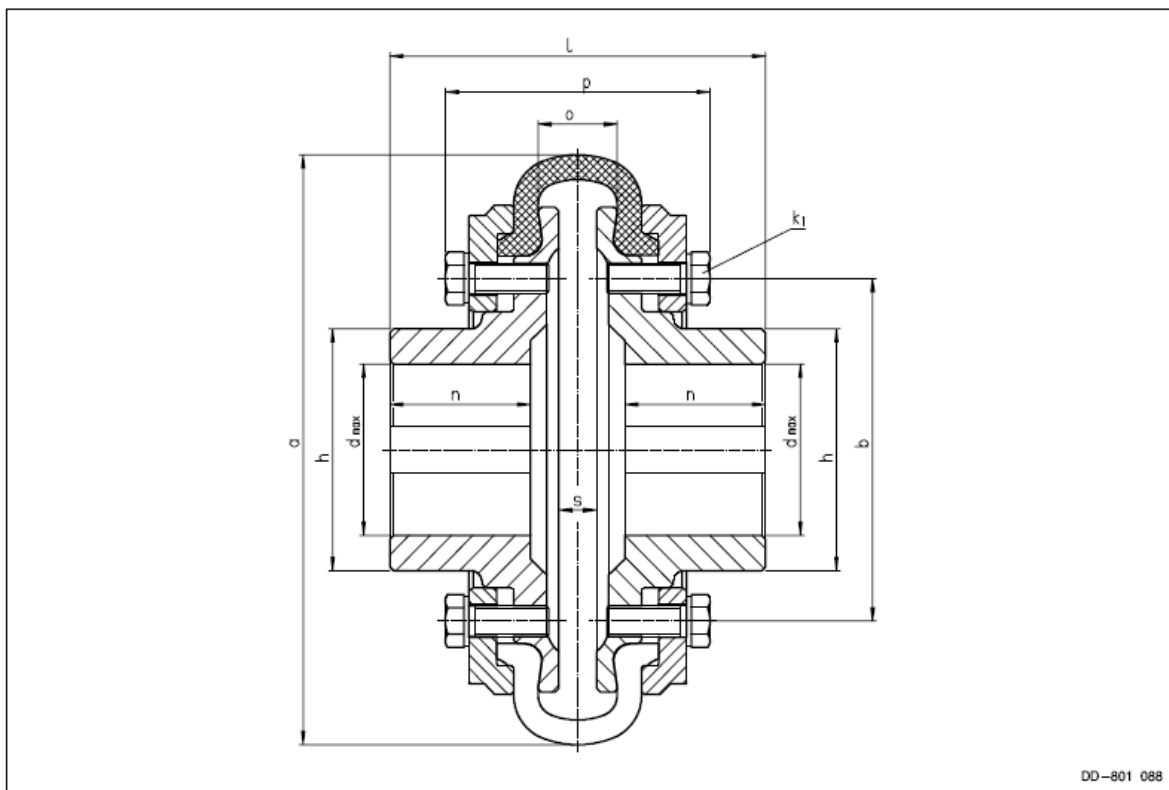
/1/ Sestava šnekového dopravníku a uložení šnekového hřídele

/2/ Svařovací sestava šnekovnice

## 11. Přílohy

Periflex® – Wellenkupplung / Shaft–Coupling  
Baureihe / Series PNA

**Stromag**



Baureihe / Series PNA...R												
Größe/Size Reifen/Tyre No.	1R 201R	1,6R 203R	2R 203R	4R 206R	6R 206R	10R 210R	16R 210R	25R 214R	40R 214R	50R 218R	63R 218R	100R 222R
Baureihe / Series PNA...X												
Größe/Size Reifen/Tyre No.	1X 201X	1,6X 203X	2X 203X	4X 206X	6X 206X	10X 210X	16X 210X	25X 214X	40X 214X	50X 218X	63X 218X	100X 222X
Nennmoment Nom. torque $T_{KN}$ Nm	25	35	50	75	100	150	200	300	400	600	800	1200
Durchmesser mm Diameter	a	86	104	104	136	136	178	178	210	210	263	310
	b	43	50	54	65	68	85	88	110	116	140	180
	h	31	34	40	44	55	64	70	80	92	95	107
	d_max	22	24	28	32	38	45	48	55	65	65	75
Schrauben Screws		$K_1$										
Längen mm Lengths mm	l	60	64	70	88	110	125	130	150	160	174	200
	n	26	28	30	35	45	47	50	59	65	67	75
	o	16	16	16	18	18	35	35	38	38	44	42
	Pungesp./Juntens. s	60 8	67 8	67 8	77 8	77 8	103 19	103 19	112 20	112 20	130 24	130 24
Massenträgheitsmoment Mass mom. of inertia	$J_A$ / $J_B$ / Seite/Side	0,00033	0,00035	0,00038	0,00103	0,00135	0,0043	0,0040	0,0117	0,0127	0,0407	0,1078
	$J_{Gummi/Rub.}$	0,00017	0,00030	0,00030	0,00100	0,00100	0,0037	0,0037	0,0072	0,0072	0,0200	0,0412
Masse/Mass kg		0,84	1,10	1,17	2,20	2,50	4,70	5,20	8,32	9,0	16,4	28,3

Leistungstabelle / Output table

**Stromag**

Kupp- lungs- größe	Nenn-dreh- moment	Maximal- drehmo- ment	Zul. Wechsel- drehmo- ment Adm. al- ternating torque	Zul. Dreh- zahl	Zul. axiale Verlage- rung	Axialfe- dersteife	Zul. ra- diale Ver- lagerung	Radialfe- dersteife	Zul. wink- lige Verla- gerung
Coupling size	Nom. tor- que	Max. tor- que	Adm. al- ternating torque	Adm. speed 5)	Adm. axial displace- ment	Axial stiff- ness	Adm. ra- dial dis- placement	Radial stiffness	Adm. an- gular dis- placement
	$T_{KN}$ Nm	$T_{Kmax}$ Nm	$T_{KW}$ Nm	$n_{max}$ $min^{-1}$	$\Delta K_a$ $mm^{-1}$ 6)	$C_a$ N/mm	$\Delta K_r$ $mm^{-1}$ 1)	$C_r$ N/mm	$\Delta K_w$ $^{\circ}$ 1)
1R	25	75	2.5	5000	1.0	60	0.70	60	2.0
1,6R	35	105	3.5	5000	1.0	110	0.75	120	2.0
2R	50	150	5.0	5000	1.0	110	0.75	120	2.0
4R	75	225	10.0	5000	1.5	130	1.0	120	2.0
6R	100	300	12.5	5000	1.5	130	1.0	120	2.0
10R	150	450	22	4000	2.0	120	1.3	110	2.0
16R	200	600	31	4000	2.0	120	1.3	110	2.0
25R	300	900	47	4000	2.5	150	1.6	150	2.0
40R	400	1200	65	4000	2.5	150	1.6	150	2.0
50R	600	1800	100	3000	3.0	160	2.1	150	2.0
63R	800	2400	145	3000	3.0	160	2.1	150	2.0
100R	1200	3600	200	3000	3.5	180	2.5	200	2.0
125R	1600	4800	270	3000	3.5	180	2.5	200	2.0
160R	2000	6000	340	2500	4.5	400	3.0	400	2.0
200R	2500	7500	465	2500	4.5	400	3.0	400	2.0
250R	3400	10200	640	2300	5.0	340	3.5	500	2.0
300R	4000	12000	770	2300	5.0	340	3.5	500	2.0
350R	5400	16200	1000	1800	5.5	250	3.7	400	2.0
400R	6000	18000	1230	1800	5.5	250	3.7	400	2.0
630R	9000	27000	1800	1500	6.0	1000	4.2	1200	2.0
800R	10000	30000	2120	1500	6.0	1000	4.2	1200	2.0
1250R	13500	40500	3220	1000	6.0	1800	5.2	1500	2.0
1500R	15000	45000	3775	1000	6.0	1800	5.2	1500	2.0

1) bei max. Drehzahl / at max. speed

2) Dieser Wert muß bei Kupplungstemperaturen, höher als 30°C, über den Temperaturfaktor reduziert werden  
For coupling temperatures exceeding 30°C, this value must be reduced by the temperature factor3) Materialbedingte Toleranzen bis zu  $\pm 15\%$  sind möglich  
Tolerances until  $\pm 15\%$  related to the material are possible4) zul. Dämpfungsleistung  $P_{KY}$  auf Anfrage  
adm. damping capacity  $P_{KY}$  on request5) wenn keine andere Drehzahl im Maßblatt angegeben ist  
provided that no other speed is stated in the data sheet6) bei der Baureihe PNC kann die angegebene axiale Verlagerung nicht immer voll genutzt werden  
with series PNC the stated axial displacement cannot always be used completely